



DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK  
AMT FÜR ERFINDUNGS- UND PATENTWESEN

# PATENTSCHRIFT 142 911

## Wirtschaftspatent

Erteilt gemäß § 5 Absatz 1 des Änderungsgesetzes zum Patentgesetz

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

Int. Cl.<sup>3</sup>

(11) 142 911 (44) - 16.07.80 3 (51) F 16 F 11/00  
D 06 F 37/20  
(21) WP F.16 F / 212 234 (22) 16.04.79

---

(71) siehe (72)  
(72) Barth, Erich; Solbrig, Volkmar, Dipl.-Ing.; Wellner, Hans, DD  
(73) siehe (72)  
(74) Hans Wellner, VEB Wäschgerätewerk Schwarzenberg, Abt.  
Schutzrechte, 943 Schwarzenberg

---

(54) Reibungsdämpfer für schwingungsgedämpfte Maschinen und  
Geräte, insbesondere Trommelwaschmaschinen

---

(57) Die Erfindung bezieht sich auf einen Reibungsdämpfer für schwingungsgedämpfte Maschinen und Geräte, insbesondere für Trommelwaschmaschinen, bestehend aus einem zylindrischen Gehäuse und einem koaxial verschiebbaren Stößel. Durch die Erfindung soll eine effektivere Reibungsdämpfung über alle Bewegungsphasen des Schwingvorganges erreicht werden. Dem Trend der Leichtbauweise bei Waschmaschinen wird in Verbindung mit Unwuchtbegrenzungseinrichtungen Rechnung getragen. Mit der Erfindung soll eine Verteilung der Reibkräfte und damit der Reibungswärme auf verschiedene Bereiche erreicht werden und eine selbsttätige Einstellung der Reibkräfte in Abhängigkeit von der Schwingungsphase erfolgen. Erfindungsgemäß wird dies dadurch gelöst, daß ein auf dem Stößel axial begrenzt beweglicher Reibungskolben in Abhängigkeit von der jeweiligen Schwingungsphase zwei verschiedene Reibkräfte erzeugt, indem dieser innerhalb eines Gleitbereiches der Stößelbewegung nachläuft und dann erst die Hauptreibung erzeugt. Anwendungsgebiet: Trommelwaschmaschinen, Zentrifugen. - Fig. 1 -

840 1000 120

1588 AG 141/79-79 5.

10 Seiten

1588

BEST AVAILABLE COPY

Titel der Erfindung

Reibungsdämpfer für schwingungsgedämpfte Maschinen und  
Geräte, insbesondere Trommelwaschmaschinen

Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung bezieht sich auf einen Reibungsdämpfer für schwingungsgedämpfte Maschinen und Geräte, insbesondere für Trommelwaschmaschinen, bestehend aus einem zylindrischen Gehäuse und einem koaxial verschiebbaren Stößel.

Charakteristik der bisher bekannten technischen Lösungen

Derartige Reibungsdämpfer sind in der Form bekannt, daß mittels einer am zylindrischen Gehäuse befestigten geschlitzten Reibbuchse und einem darauf geschobenen Gummiring an dem darin koaxial beweglichen Stößel eine mehr oder weniger konstante und definierte Reibkraft erzeugt wird (DE-GM 7241987, DE-GM 7508991), oder daß die Reibkraft zwischen einem am Stößel befestigten Reibungskolben und der Gehäusewand erzeugt wird (DE-GM 7526781). Diese Reibungsdämpfer besitzen den Nachteil, daß die gesamte Reibung an einer eng begrenzten Stelle entsteht und dadurch sich relativ hohe Temperaturen an den Reibungsflächen ergeben, die wiederum die Lebensdauer und die Reibkonstanz negativ beeinflussen.

Des Weiteren ist die nur für den kritischen Bereich unbedingt erforderliche Reibkraft auch im stationären Bereich in voller Höhe noch vorhanden, woraus sich negative Auswirkungen hinsichtlich der Geräusch- und Wärmeentwicklung sowie der Schwingfreiheit ergeben.

5 Zur Vermeidung dieser negativen Auswirkungen muß die maximal einstellbare Reibkraft weit unter der für eine im kritischen Bereich optimale Dämpfung erforderlichen Reibkraft liegen.

10 Ein weiterer Nachteil besteht darin, daß zur Erregung von resonanzerregten Unwuchtbegrenzern ein dämpfungsarmer unterkritischer Bereich benötigt wird, was mit den bisher bekannten Reibungsdämpfern nicht realisierbar ist.

15 Ziel der Erfindung

Durch die Erfindung soll eine effektivere Reibungsdämpfung über alle Bewegungsphasen des Schwingvorganges erreicht werden.

20 Darlegung des Wesens der Erfindung

Mit der Erfindung wird eine Verteilung der Reibkräfte und damit der Reibungswärme auf verschiedene Bereiche erreicht und eine selbsttätige Einstellung einer für den kritischen Bereich relativ hohen und einer für den unter-  
25 kritischen und stationären Bereich relativ niedrigen Reibung erzielt.

Des Weiteren soll eine spielfreie elastisch abgefederte Stößelführung, eine hohe Verschleißfestigkeit und Lebensdauer erzielt werden.

30 Erfindungsgemäß wird das dadurch erreicht, daß ein auf dem Stößel axial beweglich angeordneter Reibungskolben als ein Hohlzylinderring ausgebildet ist, welcher analog einer am Gehäuse angeordneten Reibbuchse an den zylindrischen Wandungen auf dem Umfang verteilte rechteckige  
35 Durchbrüche besitzt.

Ein weiteres Erfindungsmerkmal besteht darin, daß der Stößel einen axial begrenzten Gleitbereich für den Reibungskolben aufweist, welcher kleiner als die im kritischen Bereich auftretende Amplitude und größer 5 als die maximal im stationären Bereich auftretende Amplitude ist.

Erfinderisch ist ferner, daß sich die Reibkräfte zwischen Reibungskolben und Gehäuse zur Reibkraft zwischen Stößel und Reibbuchse und diese zur Reibkraft zwischen Reibungskolben und Stößel in ihrer Größe wie etwa 4 : 2 : 1 verhalten.

#### Ausführungsbeispiel

Die Erfindung soll an Hand eines Ausführungsbeispiels 15 näher erläutert werden.

In den zugehörigen Zeichnungen zeigen

Fig. 1 Schnittdarstellung des Reibungsdämpfers

Fig. 2 Reibbuchse

Fig. 3 Reibungskolben

20 Fig. 4 Prinzipskizze zur Erläuterung der Funktion

Fig. 5 Prinzipdiagramm zur Erläuterung der Wirkung

Fig. 6 Prinzipdiagramm zur Erläuterung des Effektes

In Fig. 1 ist ein Reibungsdämpfer dargestellt.

Das Gehäuse 3 nimmt die Reibbuchse 2 auf.

25 In der Reibbuchse 2 wird der Stößel 1 geführt, wobei unter der Federkraft der Ringfeder 6 die Reibkraft  $F_{R1}$  wirkt.

Auf dem Stößel 1 sind die Begrenzungen 5 mit davorliegenden Gummischeiben 9 befestigt.

30 Auf dem Stößel 1, zwischen den Begrenzungen 5 und den Gummischeiben 9, ist der Reibungskolben 4 mit den Ringfedern 8 und 7 verschiebbar angeordnet.

Durch die Federkraft der Ringfeder 7 wirkt die Reibkraft  $F_{R3}$  zwischen Reibungskolben 4 und Gehäuse 3 und durch

35 die Federkraft der Ringfeder 8 wirkt die Reibkraft  $F_{R2}$  zwischen Stößel 1 und Reibungskolben 4.

Dabei verhalten sich die Reibkräfte  $F_{R3}$  zu  $F_{R1}$  zu  $F_{R2}$  in ihrer Größe wie 4 zu 2 zu 1.

In Fig. 2 ist die Reibbuchse 2 mit Ringfeder 6 dargestellt. Durch die Federkraft der Ringfeder 6 werden die 5 rechteckigen Durchbrüche auf den in der Bohrung geführten Stößel 1 gedrückt.

In Fig. 3 ist der Reibungskolben 4 mit den Ringfedern 7 und 8 dargestellt. Die rechteckigen Durchbrüche werden durch die Ringfedern 7 und 8 nach innen bzw. nach außen 10 durchgedrückt und wirken auf das Gehäuse 3 bzw. den in der Bohrung geführten Stößel 1.

Die Fig. 2 und Fig. 3 sind in Verbindung mit Fig. 1 zu betrachten.

In Fig. 4 ist die Funktionsweise dargestellt.

15 Bei Wirkung einer Kraft  $F$  erfolgt eine Bewegung des Stößels 1, womit zunächst innerhalb des Gleitbereiches eine Reibung durch die Reibkräfte  $F_{R1}$  und  $F_{R2}$  bis zum Anschlag an der Begrenzung 5 erzeugt wird.

An dieser Stelle beginnt die Bewegung des Reibungskolbens 20 4, womit eine größere Reibung durch die jetzt wirkenden Reibkräfte  $F_{R1}$  und  $F_{R3}$  erzeugt wird. Da sich dieser Vorgang ständig über den Plus-Minus-Bereich wiederholt, ergibt sich bei Verringerung der Schwingungsamplitude 25 bis unterhalb des Gleitbereiches eine stabile Mittigkeitslage für den Reibungskolben 4, womit die Reibung nur noch durch die Reibkräfte  $F_{R1}$  und  $F_{R2}$  erzeugt wird.

Durch die Bemessung des Reibungsdämpfers wird stets erreicht, daß die hochfrequenten stationären Schwingungen nur mit den relativ kleinen Reibkräften  $F_{R1}$  und  $F_{R2}$  ge- 30 dämpft werden, während die im kritischen Bereich entstehenden niedrigfrequenten Resonanzschwingungen wirkungsvoll mit  $F_{R1}$  und mit den intervallmäßig wechselnd wirkenden Kräften  $F_{R2}$  und  $F_{R3}$  gedämpft werden.

In Fig. 5 ist der funktionelle Ablauf dargestellt, aus dem ersichtlich ist, daß am Ende des Gleitbereiches an Stelle von  $F_{R2}$  die größere Reibkraft  $F_{R3}$  zu wirken beginnt. Die dabei erzeugte Reibarbeit wird durch die gesamte mit der Volllinie umrandeten Fläche ausgedrückt. Im Vergleich dazu stellt die schraffierte Fläche die Reibarbeit dar, die mit den bisher bekannten Reibungsdämpfern erzeugt werden kann.

In Fig. 6 ist der Schwingungsverlauf in der Anlaufphase durch die Volllinie dargestellt. Im Vergleich dazu zeigt die gestrichelte Kurve den Schwingungsverlauf bei Anwendung der bisher bekannten Reibungsdämpfer.

Es bedeuten in den Fig. 4, 5 und 6

F = die gesamte Reibkraft  
15  $F_{R1}$  = Reibkraft an der Reibbuchse  
 $F_{R2}$  = Reibkraft zwischen Reibungskolben und Stößel  
 $F_{R3}$  = Reibkraft zwischen Reibungskolben und Gehäuse  
A = Schwingungsamplitude  
20  $A_{\text{stat.}}$  = maximale Amplitude im stationären Bereich  
 $A_{\text{krit.}}$  = maximale Amplitude im kritischen Bereich  
n = Schleuderdrehzahl oder Erregerfrequenz  
UKB = unterkritischer Bereich  
KB = kritischer Bereich  
Stat.B = stationärer Bereich

Erfindungsansprüche

1. Reibungsdämpfer für schwingungsgedämpfte Maschinen und Geräte, insbesondere Trommelwaschmaschinen, bestehend aus einem mit einer Reibbuchse (2) versehenen zylindrischen Gehäuse (3) und einem mit einem Reibungskolben (4) versehenen Stößel (1), wobei die sowohl am Stößel (1) als auch an der Wandung des Gehäuses (3) erzeugten Reibkräfte mittels elastischer Elemente hervorgerufen werden, gekennzeichnet dadurch, daß der auf dem Stößel (1) angeordnete Reibungskolben (4) als axial beweglicher Hohlzylinderring ausgebildet ist.
2. Reibungsdämpfer nach Punkt 1, gekennzeichnet dadurch, daß sowohl der Reibungskolben (4) als auch die Reibbuchse (2) an ihren zylindrischen Wandungen auf dem Umfang verteilte rechteckige Durchbrüche aufweisen.
3. Reibungsdämpfer nach Punkt 1 und 2, gekennzeichnet dadurch, daß der Stößel (1) einen axial begrenzten Gleitbereich aufweist, welcher kleiner als die im kritischen Bereich auftretenden Amplituden und größer als die im stationären Bereich auftretenden maximalen Amplituden ist.
4. Reibungsdämpfer nach Punkt 1 bis 3, gekennzeichnet dadurch, daß sich die Reibkräfte  $F_{R3}$  zu  $F_{R1}$  zu  $F_{R2}$  in ihrer Größe wie 4 zu 2 zu 1 verhalten.

Hierzu 3 Seiten Zeichnungen

Fig. 1

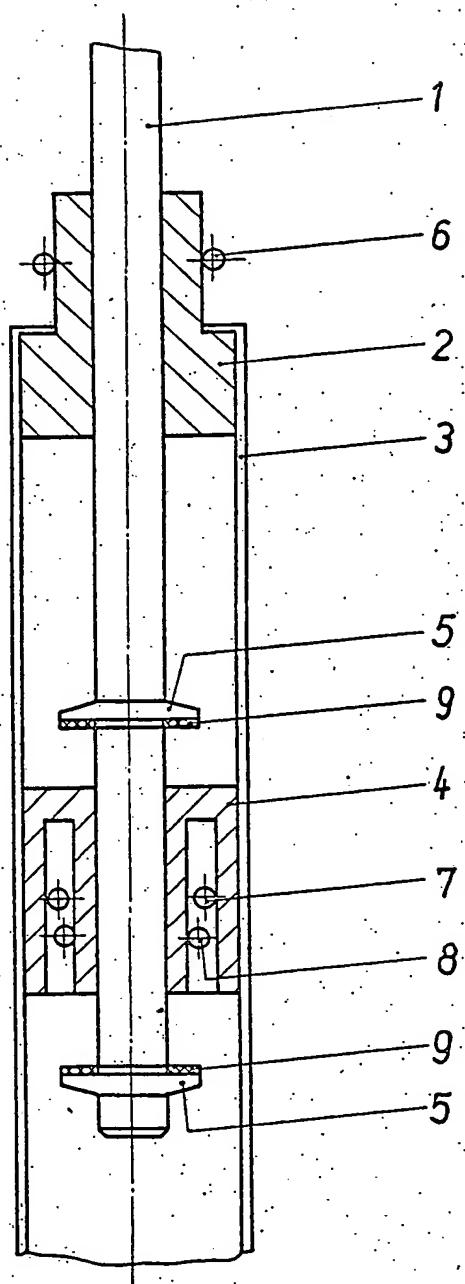


Fig. 2

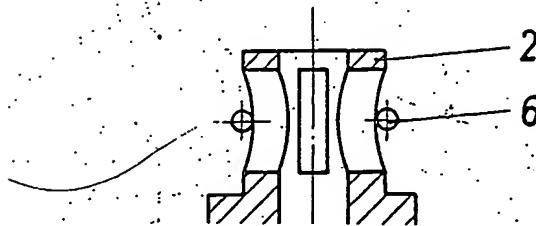


Fig. 3

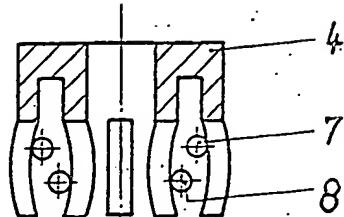


Fig. 4

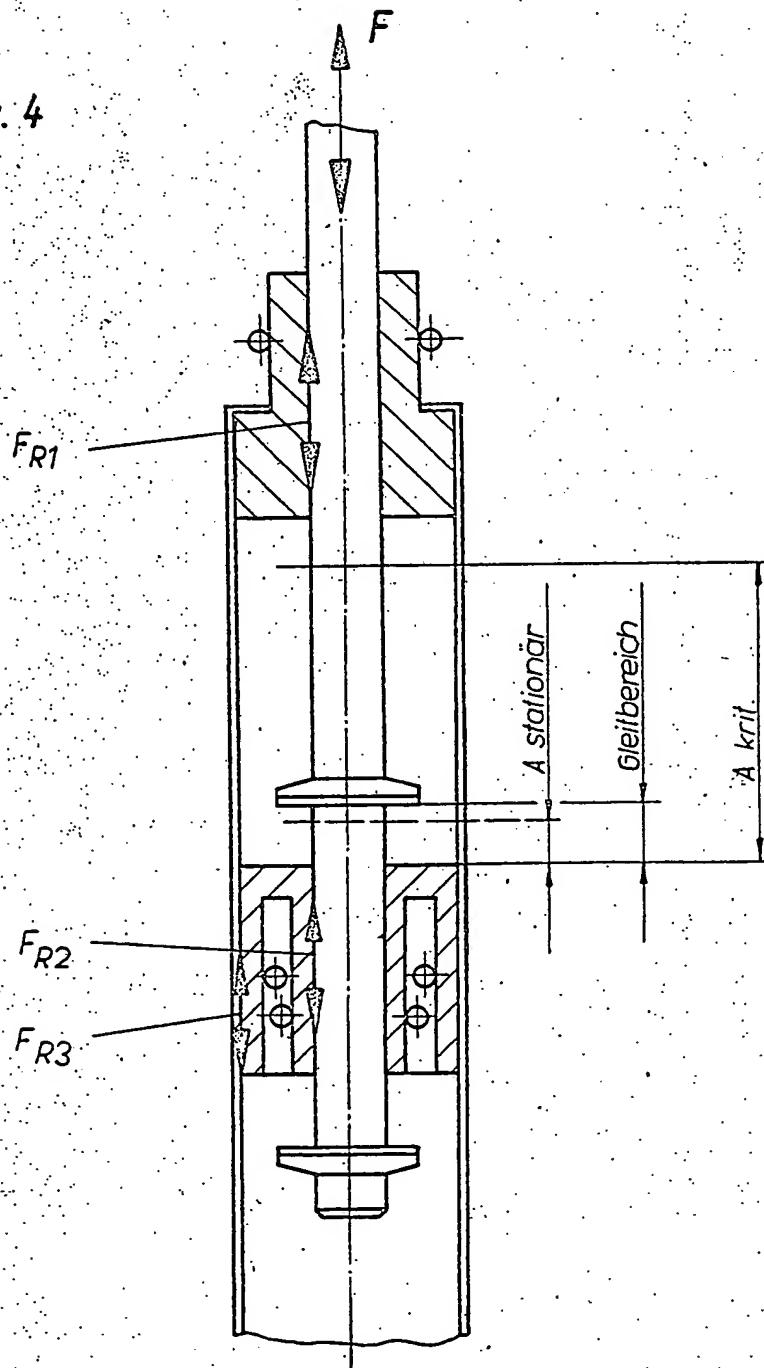


Fig. 5

- 9 - 212130

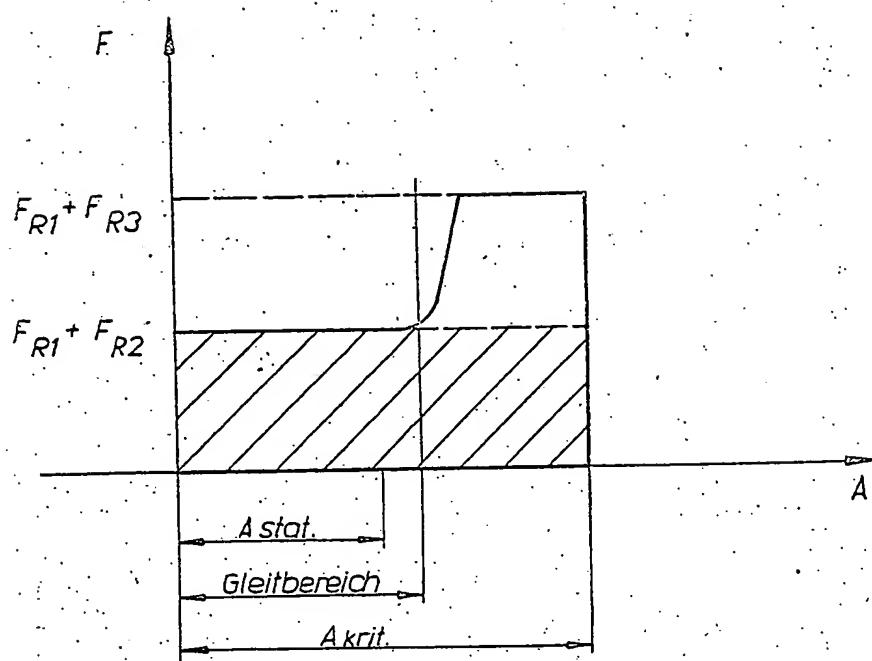
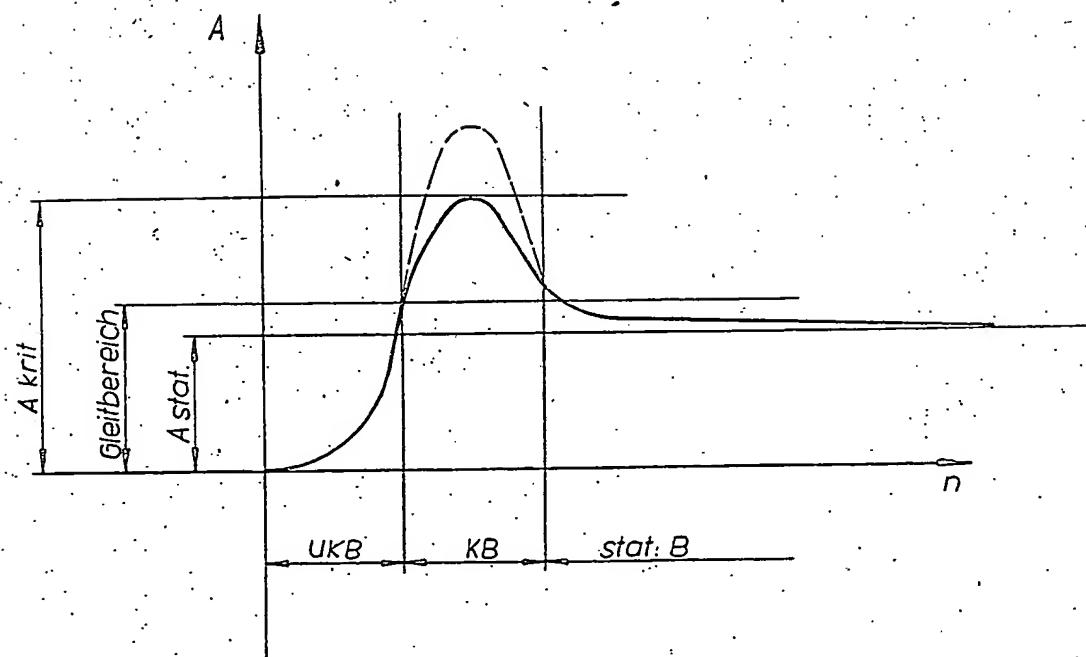


Fig. 6



BEST AVAILABLE COPY